



**SUOMI—FINLAND**  
**(FI)**

Patentti- ja rekisterihallitus  
Patent- och registerstyrelsen

**[B] (11) KUULUTUSJULKAISU**  
**UTLÄGGNINGSSKRIFT 54018**

C Patentti julkaistu 11.07.1978  
(45) Patent meddelat

(51) Kv.Ik.<sup>2</sup>/Int.CL<sup>2</sup> F 15 B 15/18

(21) Patenttihakemus — Patentansöknin	763330
(22) Hakemispäivä — Ansökningsdag	19.11.76
(23) Aikupäivä — Giltighetsdag	19.11.76
(41) Tullut julkiseksi — Blivit offentlig	20.05.78
(44) Nähtäväksi panon ja kuuljulkaisun pvm. — Ansökan utlagd och utskriften publicerad	31.05.78
(32)(33)(31) Pyydetty etuoikeus — Begärd prioritet	

- (71) Rauma-Repola Oy, Helsinki, Suomi-Finland(FI); Lokomon Tehtaat, PL 306-307, 33101 Tampere 10, Suomi-Finland(FI)
- (72) Esko Kosonen, Mäkipääntkatu 30 F 151, 33500 Tampere 50, Suomi-Finland(FI)
- (74) Ruska & Co
- (54) Kuormituskompensoitu hydrostaattinen tehonsiirtojärjestelmä - Belastningskompenserad hydrostatisk effekttransmissionsanordning

Tämän keksinnön kohteena on kuormituskompensoitu hydrostaattinen tehonsiirtojärjestelmä, jossa käyttömoottori, kuten esimerkiksi polttomoottori, käyttää yhtä tai useampaa sopivimmin säätötilavuuksista hydraulipumppua ja että kukin hydraulipumppu on kytketty omaan hydraulipiiriin syöttämään siinä paineväliainetta ko. piiriin kytkettyjen hydraulisten käyttö- ja toimilaitteiden liikkeiden aikaansaamiseksi ja että paineväliaineen kulkua kussakin mainituista hydraulipiireistä hydraulisille käyttö- ja toimilaitteille ohjataan hydraulisesti ohjatun suunta-venttiiliryhmän avulla ja että kuhunkin hydraulipiiriin kuuluu lisäksi sopivimmin hydraulipumpun ja suunta-venttiiliryhmän väliseen paineväliaineen päävirtauslinjaan sovitettu piirin maksimipaineen rajoittava paineenrajoitusventtiili ja että normaaliikäyttötilanteessa kukin säätötilavuuksinen hydraulipumppu on sovitettu toimimaan maksimisäätökulmallaan eli suurimmalla säätötilavuusarvollaan käyttömoottorin kierrosluvun ollessa mahdollisimman alhainen.

Nykyisin käytössä olevissa hydrostaattisissa tehonsiirtojärjestelmissä järjestelmän hyötysuhde on varsin alhainen ja järjestelmän käyttömoottorin kierrosluvun säätö tapahtuu joko manuaalisesti tai vakiokierroslukusäätäjällä.

Tämän keksinnön tarkoituksena on aikaansaada hallinnollisesti helppo hydraulinen kokonaisjärjestelmä, jolla täytetään työturvallisuuden ja ergonomian vaatimukset entistä pienemmin tehohäviöin ja joka on sovitettavissa hydraulisiin työkoneisiin.

Keksinnön mukaiselle hydrostaattiselle tehonsiirtojärjestelmälle on pääasiallisesti tunnusomaista se, että yhden tai useamman käyttö- tai toimilaitteen kuormitustilanteen vaatiessa ohjausimpulssilla määritetyn liikkeen kuormituksesta ja/tai liikenopeudesta johtuen korkeampaa paineväliaineen painetta ja/tai suurempaa paineväliaineen tuottoa kuin kyseessä olevassa hydraulipilrissä on, avautuu tällaista hydraulista käyttö- tai toimilaitetta vastaavasta suuntaventtiilistä yhteys — venttiiliin ohjauspaineen saavutettua tai ylitettyä sille tarkoitetusta varten säädetyn tai asetetun määrätyn arvon — venttiiliin painelinjasta tai -kanavasta hydrostaattisen tehonsiirtojärjestelmän käyttömoottorin kierroslukua säättävän elimen toimintaa tai asentoa ohjaavaan hydrauliseen ohjauseliimeen tai toimilaitteeseen johtavaan tehontarvelinjaan, jolloin järjestelmä itse automaattisesti syntyneen kuormitustilanteen seurauksena lähettää mainittua tehontarvelinjaa pitkin tehotaseimpulssin aikaansaamaan mainitun hydraulisen ohjauseliimen tai toimilaitteen ja käyttömoottorin kierroslukua säättävän elimen välityksellä käyttömoottorin kierrosluvun säättämisen tarvittavan suuruisiksi ja että monipumppuissa hydrostaattisessa tehonsiirtojärjestelmässä käyttömoottorin kierrosluku on sovitettu määräytymään sen pumppupiirin mukaan, jossa hydraulipumpulta vaaditaan suurinta kierroslukua ja jolloin järjestelmän muiden pumppujen liikatuotto estetään pumppukohtaisen tehotaseimpulssisäädön avulla.

Järjestelmälle on siis ominaista se, että ohjausimpulssi kohdistetaan toimilaitteen suuntaventtiiliin, missä tapahtuu vertailu halutun ja tapahtuvan liiketilan välillä. Mikäli näillä on eroa, lähtee suuntaventtiilistä tehotaseimpulssilinjaa pitkin ohjausimpulssi käyttömoottorille, esimerkiksi dieselmoottorin ruiskupumppuun, joka säättää moottorin kierrosluvun tarvittavan suuruisiksi.

Järjestelmään liittyvät hydraulipumput ovat säätöpumppuja, jotka normaalikäyttötilanteessa toimivat maksimisäätökulmilla, jolloin käyttömoottorin kierrosluvut ovat mahdollisimman alaiset. Pumppujen säätölaitteisiin liittyy hydraulinen maksimitehonsäätöyksikkö, jolla estetään käyttömoottorin vääntömomentin ylikuormitus. Säätölaitteisiin liittyy myös hydraulikan maksimipaineen rajoitus. Tämän lisäksi pumpuilla on säätökulman säätö tehotaseimpulssin perusteella. Tätä säätöä käytetään pienentämään tuottoa, mikäli käyttökierrosluku on hetkellisesti liian suuri tai järjestelmässä on useita pumppuja. Monipumppujärjestelmässä käyttömoottorin kierrosluku määräytyy sen pumppupiirin mukaan, joka vaatii suurimmat kierrokset. Toisten pumppujen liikatuotto estetään pumppukohtaisen tehotaseimpulssisäädön avulla. Tällöin yksittäisen pumpun vaatima korkea kierrosluku ei aiheuta liikatuottoa eikä tehohäviöitä muissa pumpuissa.

Keksinnön mukaisessa järjestelmässä hyötysuhde nousee huomattavasti nykyisten järjestelmien hyötysuhdearvoista ja lisäksi käyttömoottorin energiatase paranee oikeiden kierroslukujen johdosta. Kun käyttömoottorina on polttomoottori niin sen

käyttötilanteessa esiintyvät normaalia alhaisemmat kierrosluvut laskevat huomattavasti melutasoa etenkin meluannosmittauksilla tarkasteltuna.

Keksinnön mukaisen järjestelmän ergonomisena etuna voidaan pitää ohjauslaitteiden keveyden lisäksi sitä, että yhtäaikaiset säädöt ovat toisistaan riippumattomia. Nykyisinhän käyttäjä joutuu seuraamaan 4 - 5 erillisen toisiinsa vaikuttavan säätötilanteen aiheuttamaa lopputulosta ja jatkuvasti korjaamaan yksittäisiä säätöimpulsseja kuormitus tilanteen muuttuessa. Keksinnön mukaisen järjestelmän hydrostaattinen tehonsiirtolaitteisto tekee sen, mitä siltä vaaditaan ilman että käyttäjä alituisesti tarkistaisi onko haluttu tilanne toteutunut.

Keksintö käy lähemmin selville seuraavasta selityksestä ja ohjeista piirustuksista, joissa,

kuva 1 esittää keksinnön mukaisen kuormituskompensoidun hydrostaattisen tehonsiirtojärjestelmän kytkentäkaaviota,

kuva 2 esittää kaaviona järjestelmän pääkomponenttien välisiä säätövaikutuksia,

kuva 3 esittää kaaviona hydraulisesti esiohjattua suuntaventtiiliryhmää varustettuna tehonsäätölinjalla ja

kuva 4 esittää kuvion 3 suuntaventtiiliryhmän yksittäisen suuntaventtiilin yhden liikesuunnan vastaventtiilit toimintakuvana.

Koska keksinnön mukaisen kuormituskompensoidun hydrostaattisen tehonsiirtojärjestelmän varsin olennaisen osan muodostaa määrätyn tyyppiset tarkoitukseen soveltuvat suuntaventtiilit, on aluksi syytä selostaa erään tällaisen venttiilin rakenneperiaatetta.

Suuntaventtiili koostuu, kuten kuvioista 3 voidaan havaita, kahdesta keskenään identtisestä toimintayksiköstä, joilla aikaansaadaan esim. kaksitoimisen sylinterimäntälaitteen männän liikkeet kumpaankin suuntaan, toisella yksiköllä toiseen suuntaan ja toisella päinvastaiseen suuntaan. Kuviossa 4 on kysymys nimenomaan tällaisen suuntaventtiilin toimintayksikön rakenneperiaatteesta. Toimintayksikköön kuuluu kaksi holkein ohjattua karaa 1 ja 2. Kummankin karan 1. ja 2 piirustuksessa vasemmalla olevaa päätä rajoittavat tilat 7 ja 8 ovat liitännöiden 9 ja 10 kautta yhteydessä tankkilinjaan. Karan 1 piirustuksessa oikeaa päätä rajoittava tila 11 on sovitettu yhdistettäväksi ohjauspainelinjaan. Karan 2 piirustuksessa oikeaa päätä rajoittava tila 12 on yhteydessä siirtokanavan 13 välityksellä karaa 1 ohjataan reikäporaukseen muodostettuun rengastilaan 14 ja sen kautta edelleen karan 1 asennosta riippuen, joko karan 1 sisällä kulkevaa kanavalinjaa 15 pitkin tilaan 7 ja siitä tankkilinjaan tai rengastilasta 14 suoraan karan 1 ohjauspainetilaan 11. Karan 1 keskikohta 16 on, kuten kuvioista 4 käy selville karan 1 kapelin kohta ja tälle kohdalle karan 1 ympärille avautuu kanava 4. Kanavasta 4 piirustuksessa vasemmalle sijaitsee kanava 3 ja kanavien 3 ja 4 välillä venttiilin rungossa sijaitsee istukkaholkki 17. Istukkaholkin 17 istukkapinnan kanssa yhdessä toimivana

elimenä on karaan 1 muodostettu sivuille päin ulkoneva rengaslaippa 18. Karan 1 piirustuksessa vasemman puoleinen pää 19 on ohjattu väliholkillla 20 ja karan 1 ympärille väliholkin 20 ja karan 1 rengaslaipan 18 välille on sovitettu kierrejousi 21, joka pyrkii painamaan karaa 1 kohti ohjauspainetila 11 ja siis piirustuksessa oikealle. Venttiilin paineenrajoitusosan muodostaa holkki 22, joka tässä konstruktiovaihtoehdossa on paineenalennuskaran 1 ja väliholkin 20 päällä. Paineenrajoitusholkkia 22 painaa (piirustuksessa oikealle) virtausta sulkevaan asemaan sen ympärille sovitettu kierrejousi 23. Paineenrajoitusholkin 22 sisähalkaisija on oikeanpuoleisesta päästään suurempi kuin siltä osalta holkkia 22, joka vastaa väliholkin 20 ulkopintaan siten, että syntyy rengaspinta 24, johon holkin 22, karan 1 ja istukan 17 rajoittaman välitilan 25 paine pääsee vaikuttamaan paineenrajoitusventtiiliä avaavaan suutaan. Lisäksi paineenrajoitusosan holkki 22 on välitilan 25 kohdalta varustettu muotoilluilla virtausurilla tai vastaavilla elimillä (ei käy selville piirustuksesta) siten, että välitilassa 25 vallitsevan paineen painaessa holkkia 22 auki-suuntaan syntyy välitilan 25 tietyllä paineella aina tietty välitilasta 25 kanavaan 3 johtava aukkopinta-ala, joka painearvon kanssa määrittää virtausmäärän.

Karan 1 liitännän tai kanavan 4 yhteydessä olevat painepinnat ovat karalla 1 molempiin suuntiin yhtäsuuret, joten kanavassa 4 vaikuttava paine ei vaikuta karan 1 liikkeisiin. Ohjauspainetta ja sen synnyttämää voimaa karan 1 päässä painepinnalla vastustaa välitilan 25 paine painepinnalla, joka muodostuu välitilassa 25 karan 1 rengaslaipan 18 ja karan 1 päässä 19 halkaisijoiden erosta.

Kara 1 on paineenalennuskara, jossa on neljä oleellista painepinta-alaa:

A1 = ohjauspaineen painepinta, A2 = tankkipaineen painepinta, A3 = välitilan painepinta, ja A4 = paluulinjan vastapaineen kompensatiopaineen painepinta.

Pinta-alasuhteet A1 : A3 määrittää kuinka suuri paine määräytyy tietyllä ohjauspaineella välitilallaan 25, mikäli ei huomioida paluulinjan 3 paineen kompensatiota. Esimerkiksi pinta-alasuhteella 4:1 välitilallaan 25 syntyy ohjauspaineeseen nähden nelinkertainen paine. Mikäli tämä paine pyrkii kasvamaan, karan 1 voimatasapaino ajaa karan 1 ohjauspainetta vasten ja sulkee kanavan 4 ja välitilan 25 välisen yhteyden. Mikäli paluulinjassa 3 on painetta, välitilan 25 painearvoa on nostettava vastapaineen arvon verran, jotta paineenrajoitusventtiilille syntyisi haluttu paine-ero. Tämä on järjestetty siten, että kanavasta 3 johtaa yhteyskanava 26 karan 1 oikean puoleisen päässä ympärillä olevan holkin 28 ja karan 1 väliseen rengastilaan 27. Holkki 28 on muodoltaan sellainen, että sen sisäpinnan 30 halkaisija rengastilan 27 vasemmalla puolella on suurempi kuin sen sisäpinnan 29 halkaisija rengastilan 27 oikealla puolella. Karan 1 halkaisijat rengastilan 27 molemmiin puoliin vastaavat holkin 28 pintojen 30 ja 29 halkaisijoita, kuten kuviosta 4 käy selville. Näin karaan 1 rengastilassa 27 syntyy kompensatiopinta A4, joka on

mitoitettu alaltaan yhtäsuureksi, kuin välitilan 25 painepinta A3. Tällöin välitilan 25 painearvo kasvaa paluulinjan 3 painearvon verran ja virtausmäärää säättävälle paineenrajoitusventtiilille syntyy ohjauspainetta vastaava paine-ero ja täten haluttu tilavuusvirta.

Karan 2 osalla järjestely vastaa hyvin paljon järjestelyä karan 1 osalla. Karan 2 keskikohta 31 on kuten kuviosta 4 käy selville, karan 2 kapein kohta ja tälle kohdalle karan 2 ympärille avautuu kanava 6. Kanavasta 6 piirustuksessa vasemmalle sijaitsee kanava 5 ja kanavien 5 ja 6 välillä venttiilien rungossa sijaitsee istukkaholkki 32. Istukkaholkin 32 istukkapinnan kanssa yhdessä toimivana elimenä on karaan 2 muodostettu sivullepäin ulkoneva rengaslaippa 33. Karan 2 piirustuksessa vasemman puoleinen pää 34 on ohjattu väliholkillla 35 ja karan 2 ympärille väliholkin 35 ja karan 2 rengaslaipan 33 välille on sovitettu kierrejousi 36, joka pyrkii painamaan karaa 2 kohti karan 2 päästä rajoittavaa tilaa 12 ja siis kuvassa oikealle. Venttiilin paineenrajoitusosan muodostaa holkki 37, joka on paineenalennuskaran 2 ja väliholkin 35 päällä. Paineenrajoitusholkkia 37 painaa (piirustuksessa oikealle) virtausta sulkevaan asemaan sen ympärille sovitettu kierrejousi 38. Paineenrajoitusholkin 37 sisähalkaisija on oikeanpuoleisesta päästään suurempi kuin siltä osalta holkkia 37, joka vastaa väliholkin 35 ulkopintaan siten, että muodostuu rengaspinta 39, johon holkin 37, karan 2 ja istukan 32 rajoittaman välitilan 40 paine pääsee vaikuttamaan paineenrajoitusventtiiliä avavaan suuntaan. Lisäksi paineenrajoitusosan holkki 37 on välitilan 40 kohdalta varustettu muotoillulla virtausurilla tai vastaavilla elimillä (ei käy selville piirustuksesta) siten, että välitilassa 40 vallitsevan paineen painaessa holkkia 37 aukisuuntaan, syntyy välitilan 40 tietyllä paineella aina tietty välitilasta 40 kanavaan 5 johtava tietty aukkopinta-ala, joka painearvon kanssa määrittää virtausmäärän.

Karan 2 liittännän tai kanavan 6 yhteydessä olevat painepinnat ovat karalla 2 molempiin suuntiin yhtäsuuret, joten kanavassa 6 vaikuttava paine ei vaikuta karan 2 liikkeisiin. Tilassa 12 olevaa painetta ja sen synnyttämää voimaa karan 2 pään painepinnalla vastustaa välitilan 40 paine painepinnalla, joka muodostuu välitilassa 40 karan 2 rengaslaipan 33 ja karan 2 pään 34 halkaisijoiden erosta.

Karan 1 yhteydessä esitettyä painekompensaatiota vastaten on karan 2 yhteydessä järjestetty tilanne vastaavasti johtamalla yhteyskanava 41 karan 2 oikean puoleisen pään ympärillä olevaan holkin 43 ja karan 2 väliseen rengastilaan 42. Holkki 43 on muodoltaan sellainen, että sen sisäpinnan 45 halkaisija rengastilan 42 vasemmalla puolella on suurempi kuin sen sisäpinnan 44 halkaisija rengastilan 42 oikealla puolella. Karan 2 halkaisijat rengastilan 42 molemmiin puoliin vastaavat holkin 43 pintojen 45 ja 44 halkaisijoita kuten kuviosta 4 käy selville. Näin myös

karaan 2 rengastilassa 42 syntyy kompensatiopinta, joka on mitoitettu pinta-alaltaan yhtäsuureksi kuin välitilan 40 painepinta. Tällöin välitilan 40 painearvo kasvaa paluulinjan 5 painearvon verran ja virtausmäärää säättävälle paineenrajoitusventtiilille syntyy ohjauspainetta vastaava paine-ero ja täten haluttu tilavuusvirta.

Karaan 2 osalla lisäksi holkin 43 pinnan 45 osalle aukeaa kanava 46, johon on sovitettu vastaventtiili 47, joka sallii virtauksen karasta 2 pois päin, mutta estää virtauksen karaa 2 kohti. Kun tilassa 12 vallitseva paine on riittävän suuri siirtyy kara 2 vasemmalle ja siinä oleva rengastilan 42 osa siirtyy kanavan 46 kohdalle, jolloin avautuu yhteys kanavasta 5 yhteyskanavan 41 kautta kanavaan 46.

Suuntaventtiilin toimintaa selostetaan seuraavassa viittaamalla kuvioihin 3 ja 4. Kukin suuntaventtiili koostuu siis neljästä painekompensoidusta määräsäätöisestä vastaventtiilistä, jotka on kanavoitu yhteen kuvion 3 kaaviollisen esityksen mukaisesti.

Suuntaventtiilin päätehtävä on aikaansaada siihen liittyville toimilaitteille haluttu liikesuunta ja nopeus riippumatta siitä onko laitteeseen kohdistunut kuormitus positiivinen tai negatiivinen. Lisäksi hakemuksen mukaisessa suuntaventtiilissä on tehotaseimpulssilinja, jolla säädetään säätöpumpulta tuleva toimilaitteeseen tarvittava öljymäärä. Toimintaselostuksen havainnollistamiseksi on venttiiliin liitetty sylinterimäntälaitte 48.

Haluttaessa sylinterimäntälaitteen 48 männän 51 ja männänvarren 52 liikkuvan vasemmalle ja siis paineöljyn virtaavan kanavasta 5 sylinterimäntälaitteen 48 tilaan 50 ja palaavan sylinterimäntälaitteen 48 tilasta 49 kanavan 4 kautta tankkilinjaan, kohdistetaan ohjauspaine vastaventtiilin karan 1 päähän ohjauspainetilaan 11, kuviossa 3 linja 0B3. Mikäli kuormitus on negatiivinen eli kuorma itse aikaansaa halutun liikkeen riittävä, että tilan 11 ohjauspaine avaa yhteyden kanavasta 4 kanavaan 3, jolloin painevälikaine poistuu sylinterimäntälaitteen 48 tilasta 49 kanavan 4 välitilan 25 ja kanavan 3 kautta tankkilinjaan. Sylinterimäntälaitteen 48 toisen puolen tilan 50 täytös tapahtuu tällöin imuventtiiliin — vastaventtiiliin, joka sallii vapaan virtauksen tankkilinjasta kanavaan 5, mutta estää virtauksen päinvastaiseen suuntaan — kautta suoraan tankkilinjasta. Mikäli kuormitus on positiivinen eli kuorman voimavaikutus on vastakkainen halutulle liikesuunnalle ei tällöin vastaventtiilin karan 1 normaali avautumissiirros riitä, vaan ohjauspainetta on lisättävä, jolloin kara 1 siirtyy kunnes ohjauspaine tilasta 11 pääsee siirtokanavaan 13 ja sen kautta painepuolen vastaventtiilin karan 2 päähän rajoitettavaan tilaan 12, jossa syntyvä paine avaa ko. vastaventtiilin, jolloin yhteys painekanavasta 6 kanavaan 5 avautuu. Mikäli tällöin pumppu ei tuota riittävästi painevälikainetta, painepuolen vastaventtiilin kara 2 yliohtautuu ohjauspainetta edelleen lisättäessä, jolloin kara 2 siirtyy ohjauspaineen vaikutuksesta niin paljon,

että yhteys kanavasta 5 yhteyskanavan 41 kautta kanavaan 46 avautuu ja siis syntyy yhteys kanavasta 5 tehotaseimpulssiliinjan vastaventtiiliin 47 kautta. Tehotaseimpulssiliinjan avulla vaikutetaan säätöpumpun tuottoon siten, että pumpun tuottama öljymäärä on riittävä toimilaitteelle tai toimilaitteille.

Haluttaessa sylinterimäntälaitteen 48 männänvarrelle 52 kuviossa 3 nuolella esitetty liikesuunta eli männänvarren 52 työntyminen ulospäin, kohdistetaan suuntaventtiiliin ohjauspaine kanavaan OA3. Tällöin vastaventtiili VT yhdistää liikesuunnan edellyttämän poistopuolen eli männänvarren 52 puoleisen tilan 50 tankkiliinjaan. Vastaventtiili VT on määränsäätöinen, mikä tarkoittaa sitä, että sen läpi pääsee ohjauspaineeseen verrannollinen öljyvirta. Mikäli kuormitus on negatiivinen eli kuorma itse aikaansaa halutun liikkeen riittävästi, että vastaventtiili VT avautuu ja syntyy haluttu liike. Tällöin sylinterin 48 toisen puolen 49 täytös tapahtuu IMU-venttiiliin läpi tankkiliinjasta. Mikäli kuormitus on positiivinen, eikä haluttu liike synny yhdistämällä poistopuoli 50 tankkikanavaan, tapahtuu lisättävän ohjauspaineen vaikutuksesta vastaventtiilissä VT yliohtautumista, joka avaa täyttöpäin 49 kanavan pumpusta tulevaan painelinjaan venttiiliin VP kautta. Tällöin siis ohjauspaine OA3 avaa venttiilit VT ja VP ja IMU-venttiili pysyy suljettuna.

Mikäli pumppulinjassa ei ole riittävästi painetta tapahtuu venttiilissä VP yliohtautumista ohjauspaineen lisääntyessä, mistä seurauksena sylinterin työntöpuolen 49 kanava B3 yhdistyy ns. tehotaseimpulssiliinjaan, jolloin linjaan syntyy paine säätää pumpputuoton riittäväksi aikaansaamaan halutun liikkeen.

Suuntaventtiiliin tankkikanavaan liittyvät vastaventtiilit sisältävät virtausmäärää säätävän osan aina, kun taas painepuolen vastaventtiileissä tämä ei aina ole tarpeellista.

Siirtokanavan 13 kautta tapahtuva paineohjaus voidaan korvata myös mekaanisella järjestelyllä.

Seuraavassa selostetaan varsinaisesti tämän keksinnön kohteena olevaa kuormituskompensoitua ja hydrostaattista tehonsiirtojärjestelmää. Tässä yhteydessä kuormituskompensoidulla hydrostaattisella tehonsiirtojärjestelmällä tarkoitetaan järjestelmää, missä ohjausimpulssilla määritetään hydrauliseen toimilaitteeseen haluttu liikesuunta ja liikenopeus ja jossa järjestelmä itse kuormitustilanteen perusteella säätää käyttömootorin tehon ja kierrosluvun.

Järjestelmän hydraulikaavio on esitetty kuviossa 1 sellaisena sovellutuksena, jossa dieselmoottori 53 pyörittää kahta säätötilavuuksista hydraulipumppua 54 ja 55. Toimilaitteet 68 ja 69 pitävät pumppujen 54 ja 55 säätökulman normaalikäyttötilanteessa maksimisäätökulma-asennossa ja dieselmoottori käy toisaalta mahdollisimman alhaisella kierrosluvulla. Pumput 54 ja 55 kierrättävät paineöljyä hydraulipiireissään normaalitilanteissa hydraulisesti ohjattujen suuntaventtiilien 70 ja 71 läpi.

samoin toimilaitteiden 68 ja 69 läpi sekä kuristuskohtien 72 ja 73 ohi virtauskanavan 74 kautta tankkiin 75, josta pumput 54 ja 55 taas imevät paineöljyä. Hydraulipiireistä johtavat päävirtauslinjat 60 ja 61 suuntaventtiiliryhmille 56 ja 57 kuvion 1 mukaisesti, jolloin kummassakin piirissä piiridin kuuluvan suuntaventtiiliryhmän venttiilien 58 ja 59 avulla on säädettävissä paineöljyn virtaus päävirtauslinjoista 60 ja 61 järjestelmään liitettyihin toimilaitteisiin aikaansaamaan niissä venttiilin 58, 59 ohjausimpulssilla määritetyn toimilaitteen liikesuunnan ja liikenopeuden.

Keksinnön mukaiselle kuormituskompensoidulle hydrostaattiselle tehonsiirtojärjestelmälle on ominaista se, että ohjausimpulssi kohdistetaan toimilaitteen suuntaventtiiliin 58, 59, missä tapahtuu vertailu halutun ja tapahtuvan liiketilan välillä. Mikäli näillä on eroa lähtee suuntaventtiilistä 58 ja/tai 59 ohjausimpulssi tehotaseimpulssilinjaa 66 ja/tai 67 pitkin toimilaitteeseen 65, joka säätöelimen 64, kuten esimerkiksi dieselmoottorin ruiskutuspumpun avulla säätää käyttömoottorin 53 kierrosluvun kuormitustilannetta vastaavaksi. Järjestelmä säätää siis itse automaattisesti kuormitustilanteen perusteella ensisijaisesti käyttömoottorin kierrosluvun tehotaseimpulssilinjan 66 ja/tai 67 avulla kuormitustilannetta vastaavaksi. Tehontarvelinjojen 66 ja 67 ja tankin välillä on kuristuskohta 76. Lisäksi kummassakin linjassa 66 ja 67 on vastaventtiili 77 ja 78, jotka sallivat tehontarvelinjoissa 66 ja 67 paineöljyn virtauksen ainoastaan suuntaventtiiliryhmistä 56 ja 57 toimilaitteeseen 65 päin.

Pumppujen 54 ja 55 säätölaitteisiin liittyy myös hydraulinen maksimitehonsäätöyksikkö, jolla estetään käyttömoottorin 53 vääntömomentin ylikuormitus. Säätölaitteisiin liittyy niinkään hydraulikan maksimipalkeen rajoitus. Tätä tarkoitusta varten on päävirtauslinjoihin 60 ja 61 sovitettu paineenrajoitusventtiilit 62 ja 63, jotka kuvion 3 hydraulikaavioista esille käyvällä tavalla on kytketty säätämään pumppujen 54 ja 55 toimilaitteita 68 ja 69. Jos esimerkiksi kuvion 1 hydraulijärjestelmän ylempänä sijaitsevassa piirissä pumpun 54 tuotto on liian suuri ja paine piirissä kohoaa paineenrajoitusventtiilin 62 maksimipalnearvoon, avautuu venttiili 62 ja päästää paineöljyvirtauksen päävirtauslinjasta 60 lävitseen. Venttiilin 62 ja kuristuskohdan 72 välisessä linjassa tällöin paine kohoaa ja toimilaitte 68 pienentää pumpun 54 säätökulmaa siten, että pumpun 54 tuotto pienenee.

Edellä selostetun lisäksi pumpuilla 54 ja 55 on myös säätökulman säätö tehotaseimpulssin perusteella. Tätä säätöä käytetään pienentämään tuottoa mikäli käyttökierrosluku on hetkellisesti liian suuri tai järjestelmässä on useita pumppuja, jolloin siis muiden pumppujen liikatuotto estetään mainitun pumppukohtaisen tehotaseimpulssisäädön avulla.

Keksintö ei luonnollisestiikaan ole rajoitettu ainoastaan edellä esitettyyn sovellutusesimerkkiin, vaan voi monin tavoin vaihdella patenttivaatimuksen puitteissa.

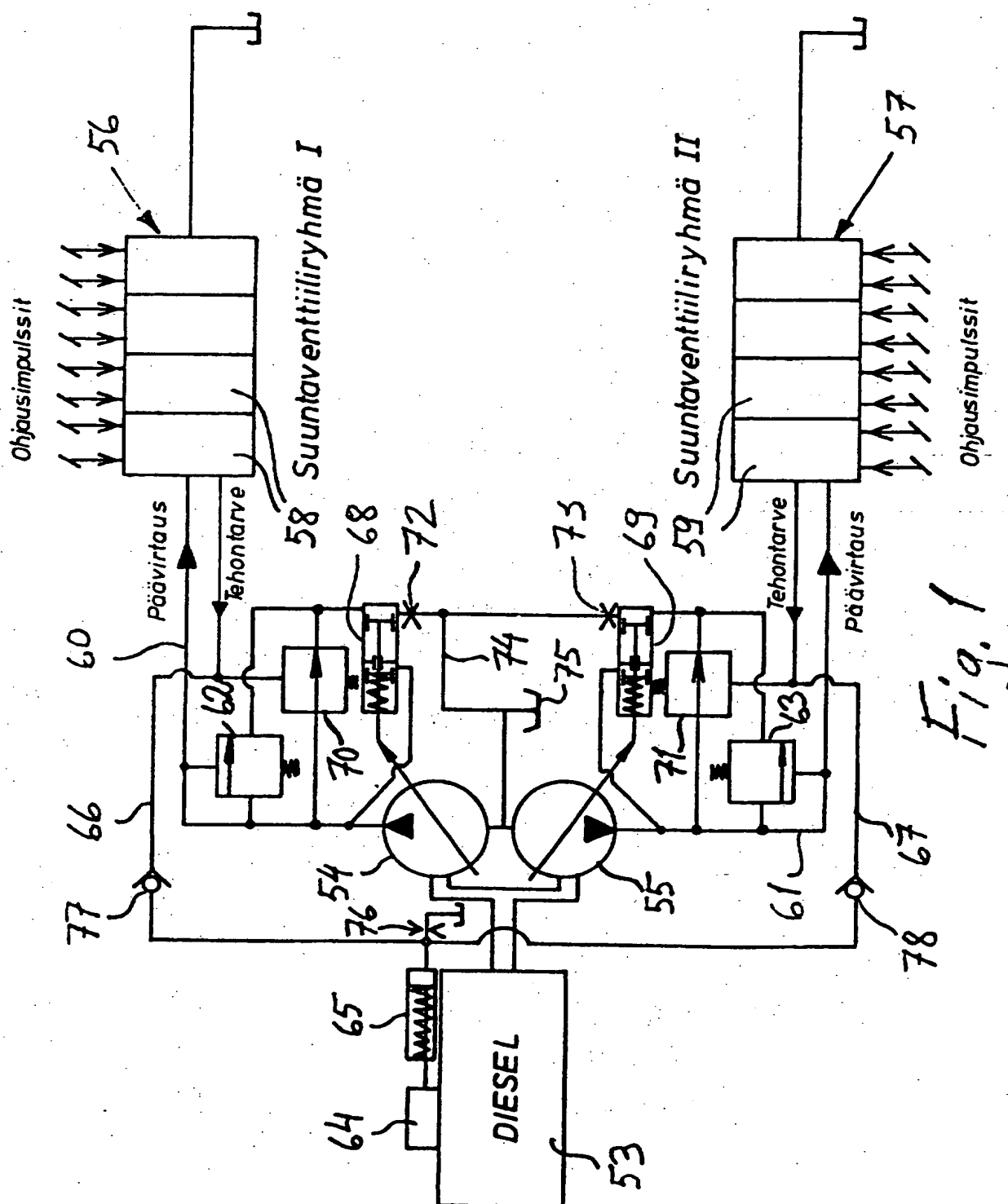


# Patenttivaatimus

Kuormituskompensoitu hydrostaattinen tehonsiirtojärjestelmä, jossa käyttömoottori (53) , kuten esimerkiksi polttomoottori, käyttää yhtä tai useampaa sopivimmin säätötilavuuksista hydraulipumpua (54, 55) ja että kukin hydraulipumppu (54, 55) on kytketty omaan hydraulipiiriin syöttämään siinä paineväliainetta ko. piiriin kytkettyjen hydraulisten käyttö- tai toimilaitteiden liikkeiden aikaansaamiseksi ja että paineväliaineen kulkua kussakin mainituista hydraulipiireistä hydraulisille käyttö- tai toimilaitteille ohjataan hydraulisesti ohjatun suuntaventtiiliryhmän (56, 57) avulla ja että kuhunkin hydraulipiiriin kuuluu lisäksi sopivimmin hydraulipumpun (54, 55) ja suuntaventtiiliryhmän (56, 57) väliseen paineväliaineen päävirtauslinjaan (60, 61) sovitettu piirin maksimipaineen rajoittava paineenrajoitusventtiili (62, 63) ja että normaalikäyttötilanteessa kukin säätötilavuuksinen hydraulipumppu (54, 55) on sovitettu toimimaan maksimisäätökulmalaan eli suurimmalla säätötilavuusarvollaan käyttömoottorin (53) kierrosluvun ollessa mahdollisimman alhainen, t u n n e t t u s i l t ä , että yhden tai useamman käyttö- tai toimilaitteen kuormitustilanteen vaatiessa ohjausimpulssilla määritetyn liikkeen kuormituksesta ja/tai liikenopeudesta johtuen korkeampaa paineväliaineen painetta ja/tai suurempaa paineväliaineen tuottoa kuin kyseessä olevassa hydraulipiirissä on, avautuu tällaista hydraulista käyttö- tai toimilaitetta vastaavasta suuntaventtiilistä (58, 59) yhteys — venttiiliin (58, 59) ohjauspaineen saavutettua tai ylitettyä sille tarkoitusta varten säädetyn tai asetetun määrätyn arvon — venttiiliin (58, 59) painelinjasta tai-kanavasta hydrostaattisen tehonsiirtojärjestelmän käyttömoottorin (53) kierroslukua säättävän elimen (64) toimintaa tai asentoa ohjaavaan hydrauliseen ohjauseliimeen tai toimilaitteeseen (65) johtavaan tehontarvelinjaan (66, 67), jolloin järjestelmä itse automaattisesti syntyneen kuormitustilanteen seurauksena lähettää mainittua tehontarvelinjaa (66, 67) pitkin tehotaseimpulssin aikaansaamaan mainitun hydraulisen ohjauselimen tai toimilaitteen (65) ja käyttömoottorin (53) kierroslukua säättävän elimen (64) välityksellä käyttömoottorin (53) kierrosluvun säätämisen tarvittavan suuruiseksi ja että monipumppuisessa hydrostaattisessa tehonsiirtojärjestelmässä käyttömoottorin (53) kierrosluku on sovitettu määräytymään sen pumppupiirin mukaan, jossa hydraulipumpulta (54, 55) vaaditaan suurinta kierroslukua ja jolloin järjestelmän muiden pumppujen (54, 55) liikatuotto estetään pumppukohtaisen tehotaseimpulssisäädön avulla.

## Patentkrav

Belastningskompenserat hydrostatiskt effektöverföringssystem, där en drivmotor, t.ex. en förbränningsmotor, driver en eller flera volymreglerade hydraulpumpar (54, 55) och att varje hydraulpump (54, 55) är kopplad till egen hydraulkrets, för att här mata tryckmedium och åstadkomma de till respektive krets kopplade hydrauliska drivanordningarnas eller mekanismernas rörelser och att tryckmediets gång i envar av de nämnda hydraulkretsarna till de hydrauliska drivanordningarna eller mekanismerna styres med hjälp av en hydrauliskt styrd riktventilgrupp (56, 57) och att till varje hydraulkrets dessutom hör en lämpligen mellan hydraulpumpen (54, 55) och riktventilgruppen (56, 57) belägen, i huvudströmningslinjen (60, 61) för tryckmedium anordnad tryckbegränsningsventil (62, 63) för begränsning av kretsens maximitryck och att i normaldriftssituation varje volymreglerad hydraulpump (54, 55) är anordnad att fungera med sin maximala regleringsvinkel, d.v.s. högsta reglervolymsvärde, medan drivmotorns (53) omloppstal är möjligast lågt, k ä n n e t e c k n a t därav, att när en eller flera drivanordningars eller mekanismers belastningssituation på grund av den med styrimpuls bestämda rörelsens belastning och/eller rörelsehastighet kräver högre tryck hos tryckmediet och/eller större tillflöde av tryckmedium än vad som förekommer i ifrågasvarande hydraulkrets, öppnar sig från en mot dylik hydraulisk drivanordning eller mekanism svarande riktventil (58, 59) förbindelse --- när ventilens (58, 59) styrtryck uppnått eller överstigit ett för denna bestämt för ändamålet reglerat eller inställt värde --- från ventilens (58, 59) trycklinje eller -kanal till en effektbehovslinje (66, 67), som leder till det hydrauliska styrorgan eller mekanism (65) som styr funktionen eller ställningen hos det drivmotorns (53) omloppstal reglerande organet (64) i det hydrostatiska effektöverföringssystemet, varvid systemet själv automatiskt som följd av den uppkomna belastningssituationen sänder utmed nämnda effektbehovslinje (66, 67) en effektbalansimpuls, för att genom förmedling av nämnda hydrauliska styrorgan eller mekanism (65) och det drivmotorns (53) omloppstal reglerande organet (64) åstadkomma erforderligt stor reglering av drivmotorns (53) omloppstal och att i ett hydrostatiskt effektöverföringssystem med flera pumpar drivmotorns (53) omloppstal anordnats att bestämmas enligt den pumpkrets, i vilken av hydraulpumpen (54, 55) kräves största omloppstal och varvid överskottseffekt hos övriga pumpar (54, 55) förhindras med hjälp av effektbalansimpulsreglering av varje pump.



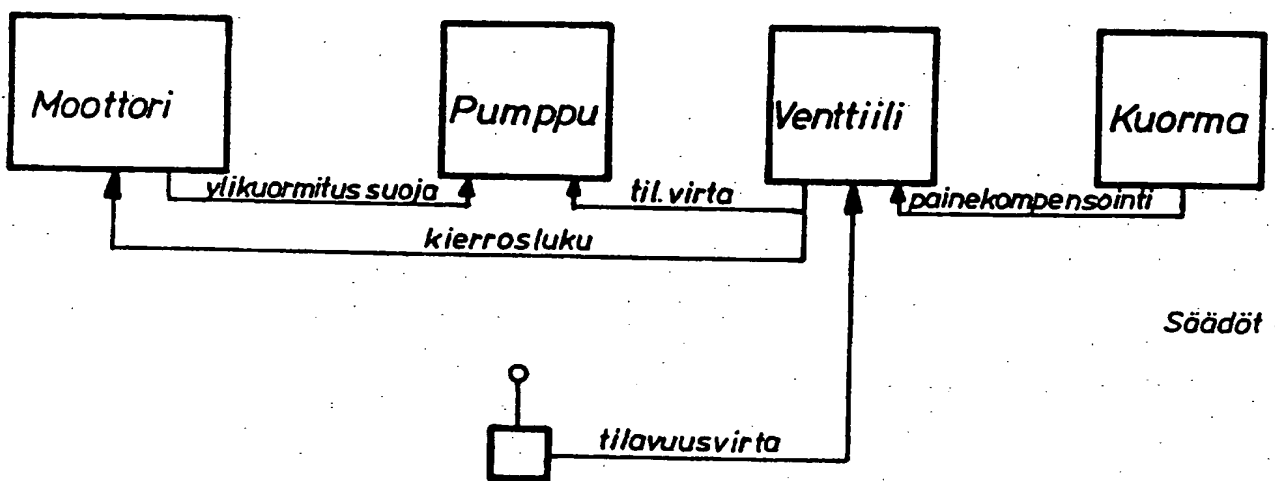


Fig. 2

Suuntaventtiili 1.

Suuntaventtiili 2.

Suuntaventtiili 3.

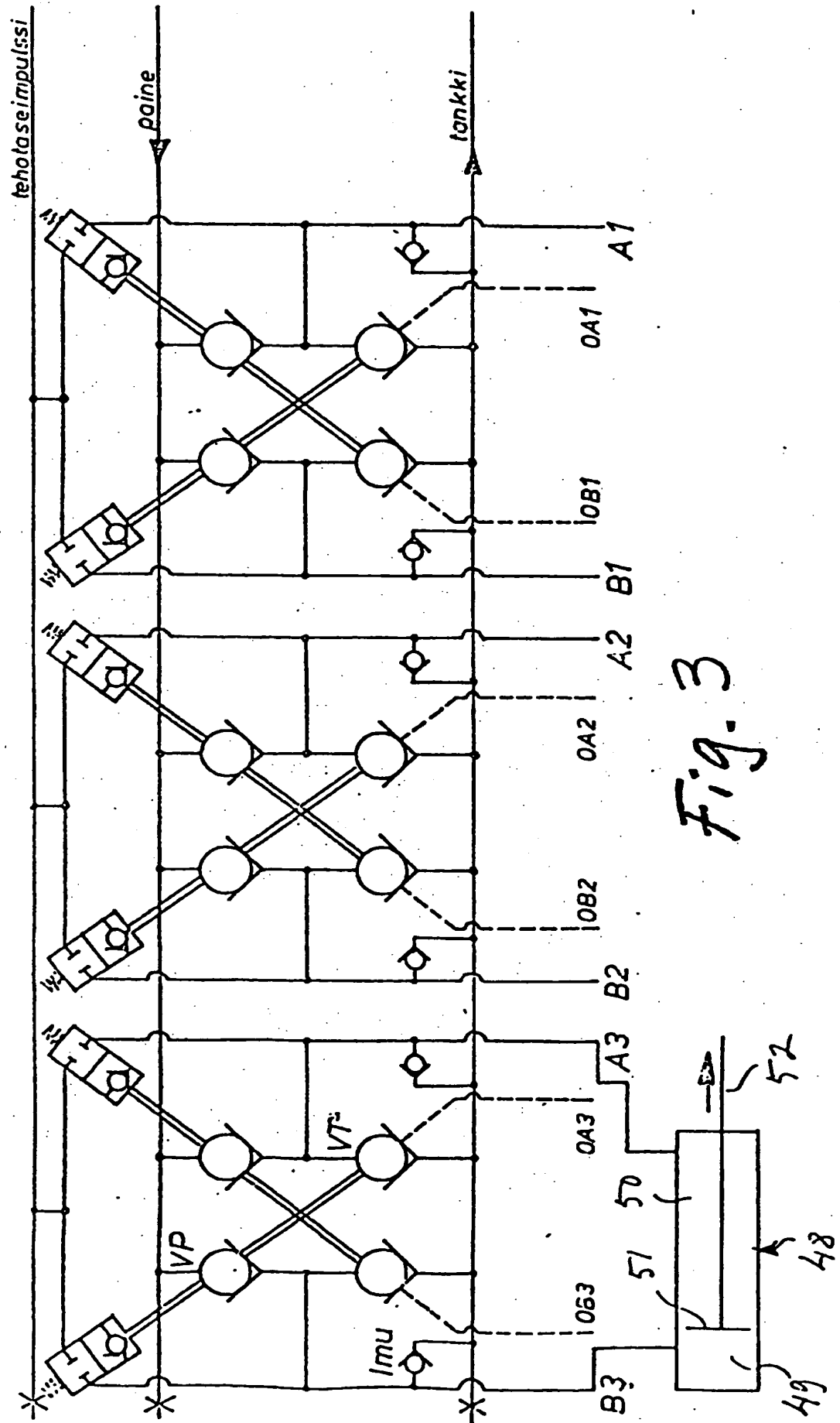


Fig. 3

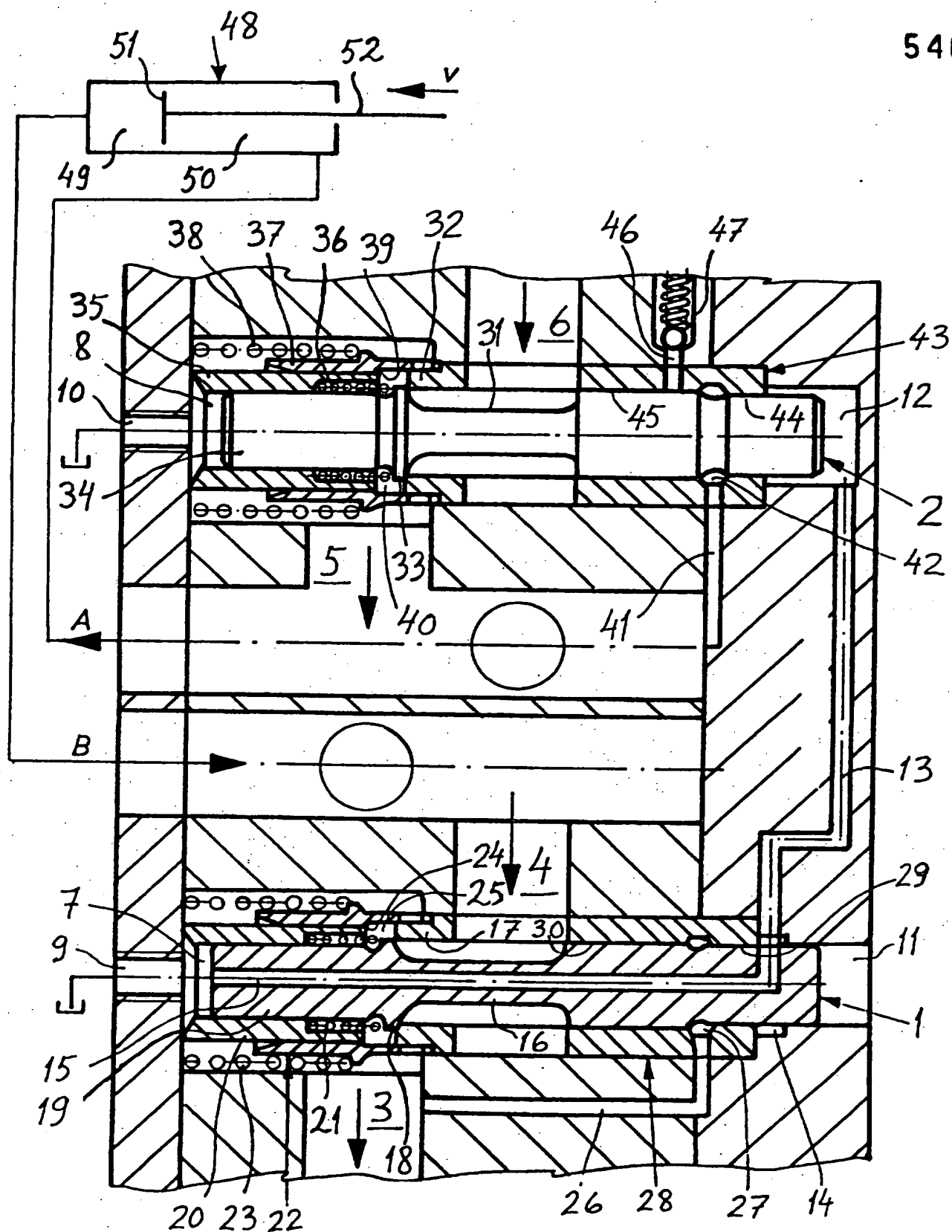


Fig. 4